

на не более  $13,0^\circ$ . По рассматриваемому расчетному профилю значение результирующего угла наклона борта карьера не превышает этой величины.

В этой связи, принятые в настоящее время проектные решения следует считать как обеспечивающие необходимые запасы устойчивости.

При расчетах устойчивости нерабочего борта карьера установлено, что слабым звеном является нижний уступ (запас устойчивости 1,04). Общий запас устойчивости борта высотой  $H=60\text{м}$  при  $\alpha_p=16,4^\circ$  составляет 1,17. Для отвала при  $H=40\text{м}$  и  $\alpha_p=11^\circ$  значение запаса устойчивости составляет 1,14 (нижний ярус). Общая устойчивость характеризуется запасом прочности 1,84.

Если принять в расчетах значения остаточной прочности пород, (что существенно идет в запас устойчивости), то основное внимание следует уделить обеспечению устойчивости отдельных уступов. Проектные решения по результирующим углам наклона бортов являются, в целом, достаточными.

#### Список литературы

1. Определение параметров устойчивого внутреннего отвалообразования при разработке Мотроновско-Анновского участка Малышевского месторождения, а также разработка рекомендаций по обеспечению устойчивости внутренних отвалов. Отчет о НИР/КТУ.-Кривой-Рог 2004, 131с.
2. Методические указания по определению углов наклона бортов, откосов уступов и отвалов, строящихся и эксплуатируемых карьеров. ВНИМИ. Л.:1972.- 160с.
3. Научная идея № А – 288 «О местоположении и форме поверхности сдвижения в массивах грунта горных пород». – Днепропетровск: ИППЭ НАНУ 2004.
4. Определение геометрических параметров бортов Мотроновско-Анновского участка Малышевского месторождения, обеспечивающих устойчивое состояние массива. Отчет о НИР/ИППЭ НАНУ.-Днепропетровск, 2004.-46 с.
5. Голуб В. В., Полищук С. З., Ветвицкий И.Л. Новые подходы к оценке устойчивости откосов и склонов: теория и практика.- Днепропетровск: ЧМП «Экономика», 2011.- 172с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Симоненко В.І.  
Надійшла до редакції 22.05.2013 р.*

УДК 621.515.004.82: 621.57

© Ю.И. Оксень, М.В. Радюк, О.В. Самуся

## **ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОНАСОСНОЙ ТЕХНОЛОГИИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК НА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ**

Выполнено исследование влияния температуры охлаждающей воды на экономическую эффективность теплонасосной технологии утилизации тепла компрессорных установок на горных предприятиях. Определен режим, при котором удельная стоимость выработки сжатого воздуха будет минимальной.

Виконано дослідження впливу температури охолоджуючої води на економічну ефективність теплонасосної технології утилізації тепла компресорних установок на гірничих підприємствах. Визначено режим, при якому питома вартість виробки стиснутого повітря буде міні-

німальною.

The influence of compressor cooling water temperature on the economic efficiency of the heat pump technology used for compressor waste heat recovery in mining has been investigated. The heat pump operation conditions at which the minimum compressor air production costs are achieved have been stated.

В связи с истощением запасов топливных ресурсов и продолжающимся загрязнением окружающей среды все большую актуальность приобретают энергосберегающие технологии использования бросового тепла промышленных установок. На горных предприятиях одними из наиболее мощных источников бросового тепла являются воздушные компрессорные станции, многие из которых оснащены высокопроизводительными турбокомпрессорами К–250 и К–500. В применяемых в настоящее время типовых системах охлаждения турбокомпрессоров все тепло, воспринимаемое охлаждающей водой, отводится в окружающую среду. Поскольку количество отводимого тепла весьма существенно (до 1,5 МВт от турбокомпрессора К–250 и 3,0 МВт от К–500), представляется целесообразным создание такой системы охлаждения, при которой отводимое от сжимаемого воздуха тепло, использовалось бы полезно. Температура охлаждающей воды на выходе из воздухоохладителей может достигать 30–35°C, поэтому перспективным представляется применение теплонасосной технологии, позволяющей повысить потенциал тепла, отводимого от сжимаемого воздуха, и использовать его для нагрева воды системы горячего водоснабжения горного предприятия [1, 2].

**Целью** настоящего исследования является оценка экономической эффективности применения теплонасосной технологии для утилизации тепла сжатого воздуха компрессорных установок на горных предприятиях.

Схема турбокомпрессора с теплонасосной утилизацией тепла, отводимого от сжатого воздуха, приведена на рис. 1.

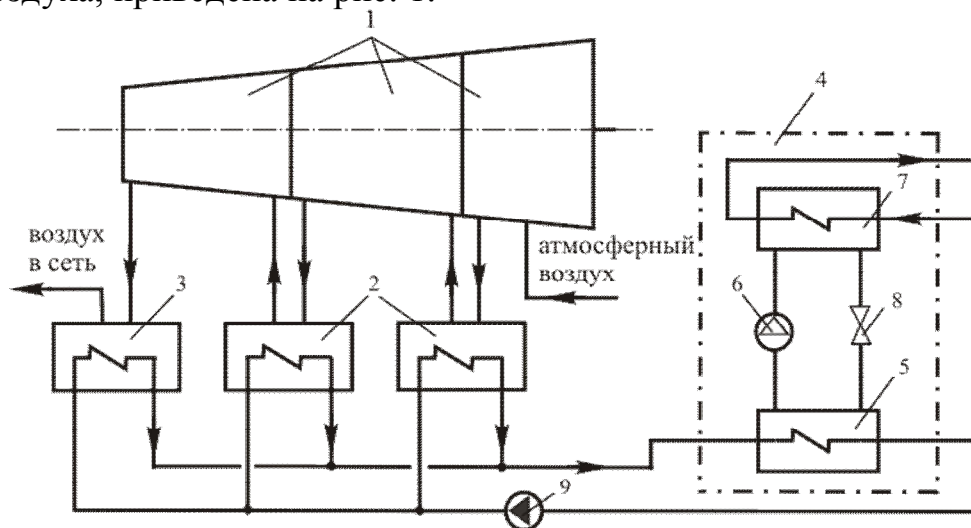


Рис. 1. Схема теплонасосной утилизации тепла турбокомпрессора:  
1 – секции неохлаждаемых ступеней; 2, 3 – соответственно промежуточные и  
концевой воздухоохладители; 4 – тепловой насос; 5 – испаритель;  
6 – компрессор; 7 – конденсатор; 8 – дроссель; 9 – водяной насос

В соответствии с приведенной схемой вода в системе охлаждения турбокомпрессора циркулирует по замкнутому контуру, нагреваясь в воздухоохладителях компрессора и охлаждаясь в испарителе теплового насоса. В отличие от типовой системы охлаждения компрессоров, в которой температура охлаждающей воды определяется температурой атмосферного воздуха, в случае теплонасосной технологии она может быть существенно увеличена или снижена по отношению к температуре окружающей среды путем соответствующего выбора параметров и регулирования теплового насоса, в связи с чем возникает задача определения рационального температурного режима системы охлаждения.

Эффективность теплового насоса существенно зависит от температур испарения и конденсации хладагента, которые, в свою очередь, определяются температурами низко- и высокопотенциальных источников тепла. В процессе теплообмена температура греющей среды уменьшается и приближается к начальной температуре нагреваемой, а температура нагреваемой среды увеличивается и приближается к начальной температуре греющей среды. На рис. 2 показаны графики изменения температур хладагента и воды в испарителе и конденсаторе.

Из рис. 2 видно, что температура хладагента в испарителе и конденсаторе в связи с фазовыми переходами изменяется ступенчато. Вследствие этого существует возможность сближения температурных графиков теплоносителей не только в граничных сечениях этих аппаратов, но и во внутренних, соответствующих началу и концу фазовых переходов хладагента.

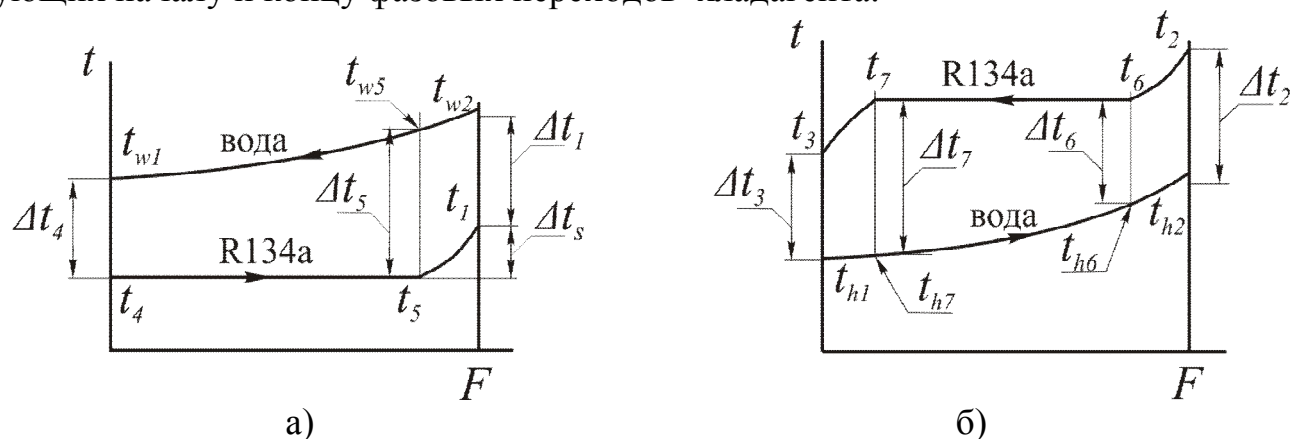


Рис. 2. Изменение температур хладагента и воды в испарителе (а) и конденсаторе (б) теплового насоса

Чем большее сближение этих графиков, тем выше эффективность теплового насоса. Полное сближение требует неограниченного возрастания площади поверхности теплообмена аппаратов и потому практически неосуществимо. В реальных установках возможно лишь достичь некоторого малого сближения на конечную величину  $\Delta t_{\min}$ , определяемую экономической целесообразностью. С учетом этого фактора система ограничений на температурный режим испарителя и конденсатора теплового насоса будет иметь вид:

$$\Delta t_1 = t_{w2} - t_1 \geq \Delta t_{1\min}, \quad (1)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{h2} \geq \Delta t_{2\min}, \quad (2)$$

$$\Delta t_3 = t_3 - t_{h1} \geq \Delta t_{3\min}, \quad (3)$$

$$\Delta t_4 = t_{w1} - t_4 \geq \Delta t_{4\min}, \quad (4)$$

$$\Delta t_5 = t_{w5} - t_5 \geq \Delta t_{5\min}, \quad (5)$$

$$\Delta t_6 = t_6 - t_{h6} \geq \Delta t_{6\min}, \quad (6)$$

$$\Delta t_7 = t_7 - t_{h7} \geq \Delta t_{7\min}, \quad (7)$$

где  $t_1, t_2, t_3, t_4, t_6, t_7$  – температура хладагента в точках 1 – 7 цикла;  $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \Delta t_4, \Delta t_6, \Delta t_7$  – температурные напоры в сечениях аппаратов, в которых состояние хладагента определяется точками 1 – 7 цикла;  $\Delta t_{1\min}, \Delta t_{2\min}, \Delta t_{3\min}, \Delta t_{4\min}, \Delta t_{6\min}, \Delta t_{7\min}$  – заданные минимальные температурные напоры в сечениях аппаратов, в которых состояние хладагента определяется точками 1 – 7 цикла;  $t_{h1}, t_{h2}$  – соответственно температура воды системы горячего водоснабжения на входе и выходе конденсатора теплового насоса;  $t_{h6}$  – температура нагреваемой воды в сечении конденсатора, в котором температура воды в сечениях конденсатора, в которых начинается и заканчивается процесс конденсации хладагента;  $t_{w5}$  – температура воды в сечении испарителя, в котором хладагент находится в состоянии сухого насыщенного пара.

В соответствии с уравнениями теплового баланса отдельных участков теплообмена и теплообменных аппаратов (испарителя и конденсатора) в целом:

$$t_{w5} = t_{w2} - (t_{w2} - t_{w1}) \frac{i_1 - i_5}{i_1 - i_4}, \quad (8)$$

$$t_{h6} = t_{h2} - (t_{h2} - t_{h1}) \frac{i_2 - i_6}{i_2 - i_3}, \quad (9)$$

$$t_{h7} = t_{h2} - (t_{h2} - t_{h1}) \frac{i_2 - i_7}{i_2 - i_3}, \quad (10)$$

где  $i_1, i_2, \dots, i_7$  – энтальпия хладагента в точках 1 – 7 цикла.

Расчет цикла производим аналитически, с помощью компьютерной программы расчета свойств рабочих тел REFPROP Version 6.0 в среде разработки MATLAB R2009b [3].

Для определения экономической эффективности теплонасосной утилизации тепла турбокомпрессорной установки проведено исследование зависимости стоимости выработки  $1 \text{ м}^3$  сжатого воздуха по теплонасосной технологии  $C_{\text{ТН}}$  и прибыль  $\Pi$  от реализации теплонасосной технологии утилизации тепла от

температуры охлаждающей воды.

Прибыль  $\Pi$  от реализации теплонасосной технологии утилизации тепла определялась разностью стоимостей годовой выработки воздуха по обычной технологии и технологии с теплонасосной утилизацией тепла.

$$\Pi = (c_{ст} - c_{тн})V_{год}, \quad (11)$$

где  $c_{ст}$  и  $c_{тн}$  – стоимость выработки  $1 \text{ м}^3$  сжатого воздуха по обычной технологии и по технологии с теплонасосной утилизацией тепла, грн/ $\text{м}^3$ , где  $V_{год}$  – количество вырабатываемого сжатого воздуха при температуре охлаждающей воды  $20^\circ\text{C}$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$ .

При определении стоимости выработки  $1 \text{ м}^3$  сжатого воздуха учитывались только те элементы затрат, которые зависят от температурного режима контура охлаждающей воды, т.е. стоимость электроэнергии, потребляемой приводами турбокомпрессора  $C_{эл.тк}$  и теплового насоса,  $C_{эл.тн}$  стоимость вырабатываемого тепла  $C_T$ , а также амортизационные отчисления по теплонасосной установке  $C_{ам.тн}$  в связи с реконструкцией системы охлаждения турбокомпрессора. В соответствии с этим, стоимость выработки  $1 \text{ м}^3$  сжатого воздуха по обычной и теплонасосной технологии:

$$c_{тн} = \frac{C_{эксл.тк} + C_{эксл.тн} - C_T}{V_{год}} \quad (12)$$

$$c_{ст} = \frac{C_{эксл.тк}}{V_{год}} \quad (13)$$

где  $C_{эксл.тк}$  – эксплуатационные затраты по турбокомпрессору, грн/год;  $C_{эксл.тн}$  – эксплуатационные затраты по тепловому насосу, грн/год;

$$C_{эксл.тк} = C_{эл.тк} + C_{эксл.дтк}; \quad (14)$$

$$C_{эксл.тн} = C_{эл.тн} + C_{эксл.дтн}; \quad (15)$$

где  $C_{эл.тк}$ ,  $C_{эл.тн}$  – соответственно затраты на привод электродвигателя турбокомпрессора и компрессора теплового насоса, грн/год;  $C_{эксл.дтн}$ ,  $C_{эксл.дтк}$  – соответственно эксплуатационные затраты по дополнительному тепловому насосу и турбокомпрессору, грн/год;

Для нахождения  $c_{тн}$  и прибыли  $\Pi$  от реализации теплонасосной технологии утилизации тепла необходимо определить рациональную продолжительность работы теплового насоса в течение суток.

Исследование вопроса о рациональной продолжительности работы тепло-

вого насоса в течение суток было проведено для режима установки, соответствующего температуре охлаждающей воды  $t_{w1} = 20^\circ\text{C}$  при следующих исходных данных: стоимость потребляемой электроэнергии по трехзонному временному тарифу: при работе в льготный (ночной) период (продолжительностью 7 часов) – 0,25697 грн/кВт·ч, в полупиковый период (10 часов) – 0,74888 грн/кВт·ч, в пиковый период (7 часов) – 1,23346 грн/кВт·ч. Стоимость тепла была принята равной 400 грн/Гкал.

#### Результаты исследований.

По результатам расчетов на рис. 3 построены графики зависимостей стоимости электроэнергии, потребляемой приводами турбокомпрессора  $C_{\text{эл.тк}}$  и теплового насоса,  $C_{\text{эл.тн}}$  стоимости вырабатываемого тепла  $C_{\text{т}}$ , амортизационные отчисления по теплонасосной установке  $C_{\text{ам.тн}}$  и получаемой прибыли  $\Pi$  от числа часов  $\tau$  работы теплового насоса в течение суток. Первый 7-часовой участок графиков соответствует периоду действия льготного тарифа. Второй участок продолжительностью 10 ч соответствует тарифу оплаты за потребление электроэнергии в полупиковый период, а третий (продолжительностью 7 ч) – тарифу оплаты в пиковый период загрузки электросети.

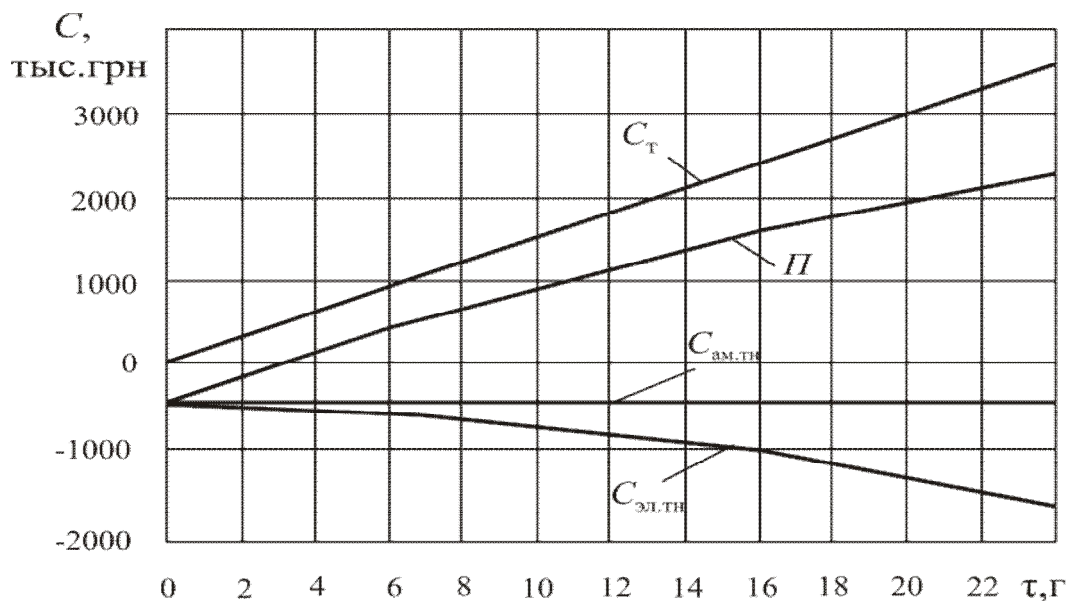


Рис. 3. Зависимости стоимостных показателей теплонасосной утилизации тепла от  $\tau$

Из рис. 3 видно, что, несмотря на значительную разницу в тарифах за потребленную электроэнергию в льготный и пиковый периоды, с увеличением продолжительности работы теплового насоса прибыль, получаемая от реализации выработанного тепла, возрастает и достигает наибольшего значения при круглосуточной работе теплового насоса. Поэтому круглосуточный режим работы теплового насоса следует признать наиболее рациональным.

Влияние температуры охлаждающей воды  $t_{w1}$  на экономические показа-

тели работы системы ТК–ТН показано на рис. 4. При определении экономических показателей режим работы теплового насоса принимался круглосуточным.

Из рис. 4 следует, что при увеличении температуры охлаждающей воды в диапазоне от 10 до 40°C прибыль от применения теплонасосной системы охлаждения турбокомпрессоров монотонно возрастает, а стоимость выработки 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха становится минимальной при температуре 32,5...33,5°C.

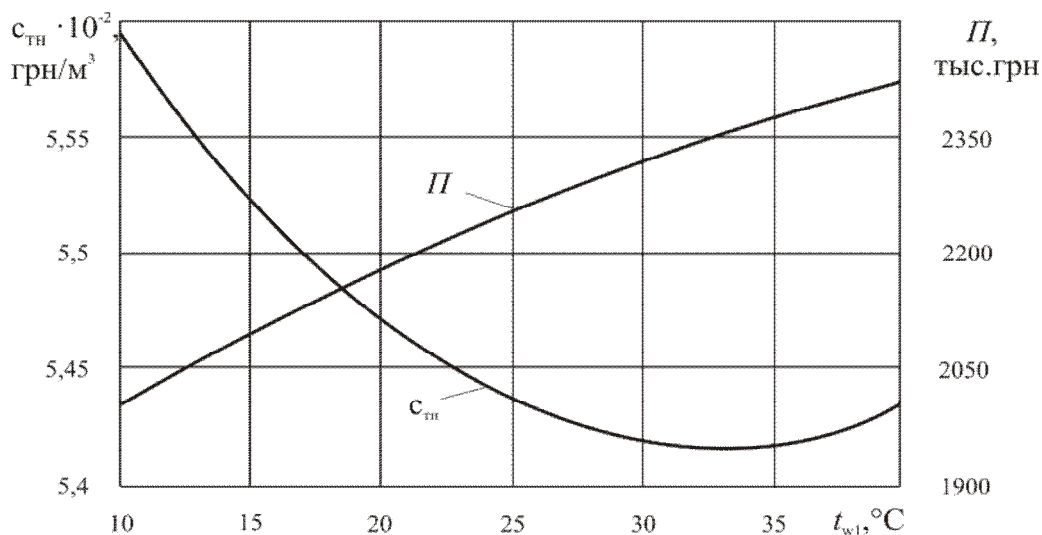


Рис. 4. Зависимость прибыли  $\Pi$  и стоимости выработки 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха  $c_{\text{тн}}$  от  $t_{w1}$

**Выводы.** Если при теплонасосной системе охлаждения турбокомпрессоров сжатый воздух и тепло в виде горячей воды рассматривать как равноправные продукты, то оптимальные значения температуры охлаждающей воды на входе в воздухоохладители будут составлять 32,5–33,5°C. Прибыль от использования теплонасосной технологии в этом случае составит около 2,35 млн. грн/год, а срок окупаемости капитальных затрат на ее реализацию – 3,8 года.

При данной технологии контур циркуляции охлаждающей воды является замкнутым. Это обеспечивает отсутствие образования накипи на поверхностях теплообменных трубок и приводит к существенному увеличению сроков межремонтного обслуживания и снижению затрат на ремонт воздухоохладителей. Кроме того, утилизация бросового тепла компрессорных установок будет способствовать уменьшению вредных выбросов при сжигании топлива в котельных установках и снижению теплового загрязнения окружающей среды.

Список литературы

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – 3-е изд. – Л. : Машиностроение, 1981. – 351 с.
2. Системы охлаждения компрессорных установок / Я.А. Берман, О.Н. Маньковский, Ю.Н. Марр, А.П. Рафалович. – Л. : Машиностроение, 1984. – 228 с.
3. REFPROP Version 7.0, NIST Standard Reference Database 23, 2002.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Кириченко Є.О.  
Надійшла до редакції 25.05.13*